Opłata pocztowa ryczałtowa. Nakład 1.500 egz.
Nr. 1. Warszawa, dnia 25 stycznia 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych

Komunikaty Stowarzyszenia Dozoru Kotłów.

Dz. U. R. P. z dnia 14 grudnia 1933 r. Nr. 98, poz. 759.

Rozporządzenie

Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 30 listopada 1933 r. w porozumieniu z Ministrem Skarbu o wysokości opłat za dozór kotłów parowych, należących do właścicieli prywatnych, zlecony przez władze państwowe Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów w Warszawie.

Na podstawie art. 4 ustawy z dnia 31 maja 1921 roku o nadzorze nad kotłami parowemi (*Dz. U. R. P.* Nr. 50, poz 303) zarządzam co następuje:

§ 1. Opłaty roczne za dozór kotłów, należących do właścicieli prywatnych oraz dzierżawionych od władz państwowych przez osoby prywatne, w przypadkach gdy właściciel lub dzierżawca nie są członkami Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, a Stowarzyszenie wykonywa dozór na zlecenie władz państwowych, ustala się w następującej wysokości od każdego kotła:

o powierzchni	ogrzew.	do 2 m^2 . . .	zł. 48.75
„	„	„ ponad 2 m^2 do 20 m^2	„ 78.—
„	„	„ „ 20 „ „ 50 „	„ 102.—
„	„	„ „ 50 „ „ 100 „	„ 152.—
„	„	„ „ 100 „ „ 200 „	„ 210.—
„	„	„ „ 200 „ za każde dalsze 100 m^2 lub ich część . . .	„ 70.—

§ 2. Rozporządzenie niniejsze wchodzi w życie z dniem 1 stycznia 1934 r. Jednocześnie traci moc obowiązującą rozporządzenie z dnia 26 listopada 1928 r. (*Dz U. R. P.* Nr. 103, poz. 924).

Minister Przemysłu i Handlu:

Zarzycki.

№ 1. Warszawa, 25 stycznia 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. mech. ANTONI WITOLD WICIEJEWSKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

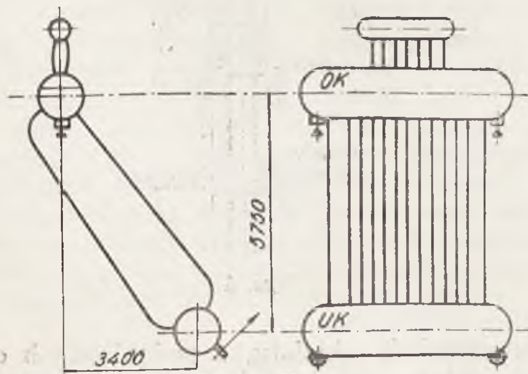
GODZINY BIUROWE: REDAKCJI i ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. R. W. MÜLLER.

OBLICZENIE ŻELAZNEGO SZKIELETU OBMURZA KOTŁA.

Artykuł niniejszy jest wolnem tłumaczeniem niemieckiego rękopisu, łaskawie nam nadesłanego przez pana inż. R. Müllera z Arolsen (Waldeck) w Niemczech

W szkielecie żelaznym obmurza kotła o stromych opłomkach oblicza się zwykle belki poziome ze względu na ich zginanie pod obciążeniami pionowemi. Skoro jednakże na szkielet działają również siły poziome, wówczas takie obliczenie nie wystarcza. Jeżeli przytem w konstrukcji brak przekątnych, co się często zdarza w szkieletach obmurza kotłowego, to zachodzi potrzeba obliczenia dokładniejszego nawet w przypadku gdy siły poziome są małe w porównaniu z siłami pionowemi.



Rys. 1

Rozwiązanie odnośnego zagadnienia statycznego prowadzi najczęściej do obliczenia wieloprzęsłowych i piętrowych układów ramowych. Metoda Castigliano'a, względnie zasada najmniejszej pracy — jest bodaj jedyną metodą obliczenia, którą inżynierowie mechanicy stosują. Metoda kątów węzłowych jest w ich praktyce nieznana, przeto Escher Wyss uważał za swój obowiązek zwrócić na nią uwagę. Przejrzyste zestawienie wielu równań ma tu duże znaczenie. Skomplikowane obliczenia wielu niewiadomych dają się w pewien sposób uprościć i skrócić.

Przedstawimy rzecz na przykładzie konkretnym. Kocioł stromorurowy, przedstawiony na rys. 1 ma być podparty przez szkielet obmurza. Ciężar kotła spoczywa po pierwsze na dwóch belkach (poziomych), poniżej górnego walczaka *OK* i po drugie, dolny walczak *UK* jest zawieszony na konstrukcji szkieletu przy pomocy dwóch ściągien. Swobodne wydłużanie się całości kotła wskutek ogrzania jest w ten sposób zapewnione. Pierwsze zagadnienie polega na:

A. Określenie zewnętrznych sił działających na szkielet.

Rys. 2 wskazuje wartości, kierunki i punkty przyłożenia sił t. j. ciężarów poszczególnych części kotła, które składają się:

a) z ciężaru zbiornika pary wraz z osprzętem, ciężaru górnego walczaka łącznie z przynależnościami i rurami łączącemi, pęczka opłomek wraz z rurami cyrkulacyjnemi, ciężaru dolnego walczaka,

b) z ciężaru wody górnego walczaka przy normalnym poziomie wody, pęczka opłomek, oraz dolnego walczaka,

c) z ciężaru murowanych ścian, sufitu i t. d., obmurowania kanałów i progów, materjału izolacyjnego, wypełnienia cegłą i nadwyżki wody, gdy kocioł jest całkowicie napełniony.

Wszystkie ciężary mają ogólną wypadkową *R*. W punkcie *O* przecinają się wy-

padkowe R i siła ciągnąca Z, która działa na dolny walczak. Kierunek nacisku A na podstawę górnego walczaka jest w ten sposób określony, A przechodzi bowiem również przez punkt O. Wartość sił Z i A wypływa z trójkąta, albo z równoległoboku sił.

Rys. 2

Oznaczmy przez V_A składową pionową siły A, V_Z składową pionową siły Z, zaś przez $H_A = - H_Z$ poziomą składową sił A i Z. Przy całkowitym ciężarze kotła $R = 44\ t$ i kącie 45^0 siły Z otrzymuje się według rys. 2: $V_A = 36{,}8\ t$, $V_Z = 7{,}2\ t$, $H_A = - H_Z = 7{,}2\ t$. Przy symetrycznym układzie belek szkieletu na każdą stronę przypada połowa ciężaru.

B. **Belki szkieletu.**

Rys. 3 podaje schemat kratownicy, jak również wartości, kierunki, zwroty i punkty przyłożenia zewnętrznych sił, które nań działają. Następnie na rysunku oznaczono oddzielnie obciążenia: ścian, sufitu, przegrzewacza i innych części, działające na poszczególne węzły.

Te obciążenia węzłów nie odgrywają ważnej roli w głównem obliczeniu statycznem szkieletu, są jednak podane ze względu na późniejsze obliczenia największych obciążeń przekrojów.

Na rys. 4 pokazano w zestawieniu konstrukcje węzła 4, z rys. 3 i słupa (belki pionowej) 4 — 5 z węzłami. Tablica 1[1]) zestawia zasadnicze przekroje zastosowane

Rys. 3

Rys. 4

w konstrukcji szkieletu, z podaniem ich charakterystyk. Na tem kończy się przygotowawcza praca do obliczenia, można więc przystąpić do rozwiązania zagadnienia.

C. **Uwagi ogólne.**

Należy zauważyć, że obecnie węzły szkieletów obmurza są najczęściej spawane. Możemy zatem liczyć na sztywność połączeń

[1]) Por. tabela 1, str. 3.

TABLICA I. Poprzeczne przekroje belek i ich charakterystyki.

a	b	c	d	d'	e
x x; 192,5 227,5; 420	200	390	217,5 182,5; 400	207 230; 400	x x; 220
2 № 20	2 № 30	2 № 20	2 № 20	№ 16+100/100/10	2 № 18
$F = 64{,}4\ cm^2$	$F = 117{,}6\ cm^2$	$F = 64{,}4\ cm^2$	$F = 64{,}4\ cm^2$	$F = 42{,}0\ cm^2$	$F = 56{,}0\ cm^2$
$I_x = 3820\ cm^4$	$I_x = 16060\ cm^4$	$I_x = 3820\ cm^4$	$I_x = 3820\ cm^4$	$I_x = 1395\ cm^4$	$I_x = 2100\ cm^4$
$W_x = 382\ cm^3$	$W_x = 1070\ cm^3$	$W_x = 382\ cm^3$	$W_x = 382\ cm^3$	$W_x = 134\ cm^3$	$W_x = 300\ cm^3$
$I_y = 19473\ cm^4$	$I_y = 7260\ cm^1$	$I_y = 12936\ cm^4$	$I_y = 17278\ cm^4$	$I_y = 14670\ cm^4$	$I_y = 4840\ cm^4$
$W_y = 856\ cm^3$	$W_y = 726\ cm^3$	$W_y = 663\ cm^3$	$W_y = 794\ cm^3$	$W_y = 638\ cm^3$	$W_y = 440\ cm^3$
$i_x = 7{,}72\ cm$	$i_x = 11{,}68\ cm$	$i_x = 7{,}72\ cm$	$i_x = 7{,}72\ cm$	$i_x = 5{,}77\ cm$	$i_x = 6{,}95\ cm$
$i_y = 17{,}79\ cm$	$i_y = 7{,}86\ cm$	$i_y = 14{,}18\ cm$	$i_y = 16{,}37\ cm$	$i_y = 18{,}72\ cm$	$i_y = 9{,}30\ cm$
$\frac{I}{I_y} = 0{,}82474$	$\frac{I}{I_y} = 1{,}00000$	$\frac{I}{I_y} = 1{,}24150$	$\frac{I}{I_y} = 0{,}92951$	$\frac{I}{I_y} = 1{,}09475$	$\frac{I}{I_y} = 3{,}31818$
$I_F = 1029840\ cm^4$		$I_F = 1029840\ cm^4$	$I_F = 1029840\ cm^4$		$I_F = 186667\ cm^4$

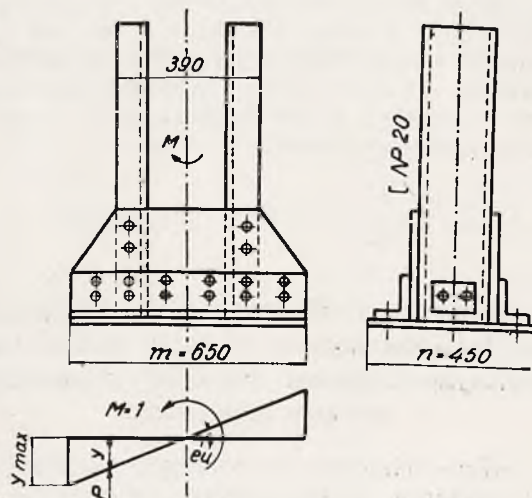
węzłowych. Obciążenie wywołuje momenty zginające nietylko w belkach bezpośrednio obciążonych, lecz także w belkach usztywniających i dlatego szkielet działa jako ramownica dwupiętrowa i trzypiętrowa.

Zadanie sprowadzimy do obliczenia belki ciągłej, podpartej w jednej części przegubowo, w drugiej zaś utwierdzeniem sprężystem. Słupy (belki pionowe) *a*, *c*, *d* i *e* (rys. 3) są sporządzone z kształtowników (profile złożone). Poprzeczną belkę *b* łączy się na miejscu nitami lub spawaniem ze słupami *a* i *c*, tworząc w ten sposób więzar zamknięty zwany kozłem. Rozpory (poziome belki) łączy się podczas montażu, przy pomocy śrub z blachami węzłów, które są przynitowane do słupów (belek pionowych) lub spojone z niemi. Ta starsza metoda łączenia przy pomocy śrub usprawiedliwia przyjmowanie połączeń końców rozpór ze słupami jako przegubowych. Rozpora (poprzeczna belka) *b* stanowi jedyny wyjątek. Pozostałe poprzeczne belki są zatem wolne od momentów zginających, działają na nie tylko siły osiowe.

D. Stopy słupów.

Na rys. 5 pokazano stopę słupa, która spoczywa na betonie i działa jako sprężyście utwierdzona. Ciśnienie właściwe *p* na beton przyjmujemy proporcjonalne do odkształcenia betonu *y*, wywołanego przez obrót podstawy. Oznaczywszy przez E_0 spółczynnik proporcjonalności (t. j. odwrotność podatności podłoża), mamy:

$$p = y \cdot E_0 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$



Rys. 5

Beton oddziaływa momentem

$$M = \frac{n \cdot m^2}{6} \cdot p_{max} = W_F\, p_{max} \quad \ldots \quad (2)$$

Stosownie do równania (1) i (2) jest krańcowe ugięcie powierzchni betonu:

$$y_{max} = \frac{1}{E_0} \cdot p_{max} = \frac{1 \cdot 6 \cdot M}{E_0 \cdot n \cdot m^2} \quad \ldots \quad (3)$$

a pochylenie stopy wskutek działania momentu wyrazi się wzorem.

$$tg\, \alpha = y_{max} : \frac{m}{2} = \frac{1 \cdot 12 \cdot M}{E_0 \cdot n \cdot m^3} = \frac{M}{E_0\, J_F} \quad . \quad (4)$$

gdzie

$$J_F = \frac{n \cdot m^3}{12}$$

jest momentem bezwładności pola podstawy (stopy) w odniesieniu do osi y. „Miara sprężystości" (das Elastizitätsmass) e_u obrotu stopy jest $6\,JE$ krotną wartością tego pochylenia (według równania 4) wskutek działania momentu o wartości $M = i$, mamy więc

$$e_u = \frac{6\,JE}{J_F\,E_0} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

E oznacza moduł sprężystości stali,

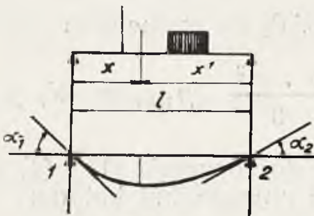
$$E = 2{,}1 \cdot 10^6 \; kg/cm^2$$

J stały moment bezwładności, do którego wszystkie wartości będą redukowane i odnoszone. Każda belka pionowa i poprzeczna (słup i rozpora) posiada różną wartość J. Przyjmujemy w naszym przypadku dla rozpory b moment bezwładności $J = J_b = 16060\; cm.^4$ Tablica 1 zawiera także momenty bezwładności podstawy J_F i stosunki J każdej belki do przyjętego momentu bezwładności $J = 16060\; cm^4$. Wielkość e_u według równania 5, to jest $6\,JE$ krotna wartość nachylenia podstawy wskutek działania momentu $M = 1$ jest obliczona i podana w tablicy II dla spółczynnika zamocowania (zabetonowania)

$$E_0 = \frac{1}{15} E = 0{,}14 \cdot 10^6 \; kg/cm^2$$

E. **Oznaczenie i obliczenie „miary sprężystości" (des Elastizitätsmasses) dla kątów obrotu słupów wywołanych działaniem momentów i zewnętrznych przyczyn odkształceń.**

Nie wchodząc w szczegóły ogólnej teorji zginania belek, krótko nadmienimy, że (rys. 6) kąty końców linji ugięcia są równe



Rys. 6

reakcjom podpór, którebyby powstały gdyby belka była fikcyjnie obciążona w każdym punkcie siłą

$$M \cdot \frac{dx}{J.E}$$

czyli $1 : J.E$ krotną powierzchnią momentów (patrz Kurs Wytrz. Materjałów, Timoszenko—Huber str. 125—130). A zatem

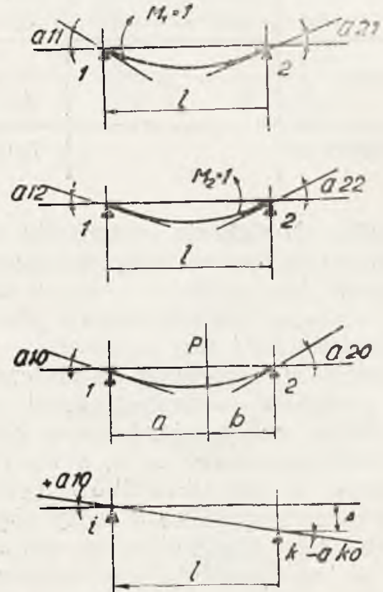
$$\alpha_1 = \frac{1}{l} \int \frac{M}{J \cdot E}\, x \cdot dx$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{l} \int \frac{M}{J \cdot E}\, x \cdot dx \quad \ldots \quad (6)$$

Zamiast stosować rzeczywiste kąty α jest wygodniej rachować $6\,JE$ krotną wartością tych kątów

$$a_1 = 6\,JE\,\alpha_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Według rys. 7 mamy:



Rys. 7

$a_{11} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 1 od momentu . . $M_1 = 1$

$a_{21} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 2 od momentu . . $M_1 = 1$

$a_{12} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 1 od momentu . . $M_2 = 1$

$a_{22} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 2 od mementu . . $M_2 = 1$

i w ogólności

$a_{ik} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 1 od momentu . . $M_k = 1$

$a_{10} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 1 od zewnętrznego obciążenia albo odkształcenia.

$a_{20} = 6\,JE$ — krotna wartość kąta przy podporze 2 od zewnętrznego obciążenia albo odkształcenia.

Dla belki o długości 1 i stałem J otrzymujemy (równanie 6)

$$a_{11} = 2 \,.\, 1 \qquad a_{21} = 1$$

$$a_{12} = 1 \qquad a_{22} = 2 \,.\, 1 \quad . \quad . \quad (8)$$

(gdyż

$$\alpha_{11} = \frac{M_1 l}{3JE}\,; \text{ a } \alpha_{21} = \frac{M_1 l}{6JE} \text{ i t. d.}).$$

Dla belki o długości h i momencie bezwładności J_h mamy

$$a_{11} = a_{22} = 2h \frac{J}{J_h} = 2h'$$

$$a_{12} = a_{21} = h \frac{J}{J_h} = h' \quad . \quad . \quad (9)$$

gdzie

$$h' = h \,.\, \frac{J}{J_h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

oznacza długość belki w odniesieniu do stałego momentu bezwładności J. (h' jest zredukowaną długością belki). Tablica III podaje zredukowane długości belek w naszym przykładzie.

TABLICA II i III.

a	b	c	d	d'	e
II Miara sprężystości obrotu stopy wskutek działania momentu $M = 1$; $e_n = 6 \frac{I E}{I_F E_0}$					
$e_a = 1{,}4035\ m$		$e_c = 1{,}4035\ m$	$e_d = 1{,}4035\ m$		$e_e = 7{,}7432\ m$
III Rzeczywista i zredukowana długość słupów (rozpór) $h'_x = h_x \,.\, \frac{I}{I_x}$					
$h_{01} = 2{,}400\ m$ $h'_{01} = 1{,}9794\ m$ $2h'_{01} = 3{,}9588\ m$		$h_{76} = 2{,}400\ m$ $h'_{76} = 2{,}9796\ m$ $2h'_{76} = 5{,}9592\ m$	$h_{89} = 2{,}4000\ m$ $h'_{89} = 2{,}2308\ m$ $2h'_{89} = 4{,}4616\ m$		$h_{0''2''} = 5{,}3000\ m$ $h'_{0''2''} = 17{,}5864\ m$ $2h'_{0''2''} = 35{,}1728$
$h_{12} = 2{,}9000\ m$ $h'_{12} = 2{,}3918\ m$ $2h'_{12} = 4{,}7836\ m$		$h_{65} = 2{,}9000\ m$ $h'_{65} = 3{,}6003\ m$ $2h'_{65} = 7{,}2006\ m$	$h_{910} = 2{,}9000\ m$ $h'_{910} = 2{,}6956\ m$ $2h'_{910} = 5{,}3912\ m$		
$h_{23} = 2{,}7350\ m$ $h'_{23} = 2{,}2557\ m$ $2h'_{23} = 4{,}5114$ m		$h_{54} = 2{,}7350\ m$ $h'_{54} = 3{,}3955\ m$ $2h'_{54} = 6{,}7910\ m$		$h_{1011} = 2{,}7350\ m$ $h'_{1011} = 2{,}9941\ m$ $2h'_{1011} = 5{,}9882\ m$	
	$L_{34} = 2{,}5400\ m$ $L'_{34} = 2{,}5400\ m$ $2L'_{34} = 5{,}0800\ m$				

F. Obliczenie elementów obciążenia.

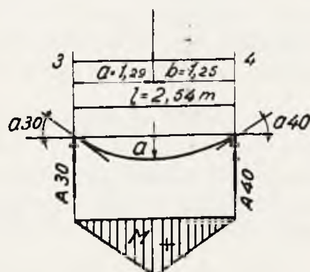
$6JE$ krotną wartość kąta obrotu linji ugięcia przy podporze wywołanego zewnętrznem obciążeniem lub odkształceniem (rys. 7) oznaczono przez a_{10}. Dla obciążenia siłą skupioną P, która działa na belkę o stałym momencie bezwładności J jak pokazano na rysunku 7, mamy według równania 6.

$$a_{10} = P \,.\, \frac{a \,.\, b}{l} (l + b) \frac{J}{J_x}\,;$$

$$a_{20} = P \,.\, \frac{a \,.\, b}{l} (l + a) \frac{J}{J_x} \quad . \quad . \quad (11)$$

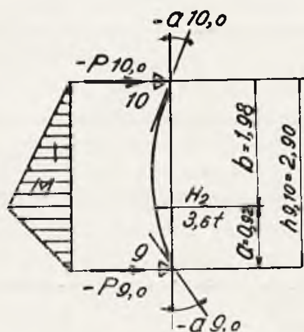
$$\left(\text{gdyż} \quad \alpha_{10} = \frac{Pa \,.\, b\,(b + l)}{6\,EJl}\right.$$

$$\left. \text{i} \quad \alpha_{20} = \frac{Pa \,.\, b\,(a + l)}{6\,EJl}\right)$$



Rys. 8

Siła $P = 18{,}4\,t$ obciążająca szkielet (rys. 3)



Rys. 9

działa bezpośrednio na belkę b (rys. 8). Naciski wywierane na podpory są:

$$A_{30} = P \,.\, \frac{b}{l} = 18{,}4\,\frac{1{,}25}{2{,}54} = 9{,}0551\,t$$

$$A_{40} = P \,.\, \frac{a}{l} = 18{,}5\,\frac{1{,}29}{2{,}54} = 9{,}3449\,t$$

$$\text{Moment } M = P \,.\, \frac{a\,b}{l} =$$

$$= 18{,}4\,\frac{1{,}25 \,.\, 1{,}29}{2{,}54} = 11{,}6811\ tm \quad . \quad . \quad (12)$$

otrzymujemy więc

$$a_{30} = M\,(l + b) = 11{,}6811 \,.\, 3{,}79 = 44{,}2711\ m$$

$$a_{40} = M\,(l + \text{a}) = 11{,}6811 \,.\, 3{,}83 = 44{,}7386\ m$$

Pozioma składowa ciągnienia $H_Z = 3{,}6\,t$ wywiera zginające obciążenia na słup d (rys. 9) daje oddziaływanie punktów podparcia:

$$A_{90} = -H_Z\,\frac{b}{h} = -3{,}6\,\frac{1{,}98}{2{,}90} = -2{,}4579\,t$$

$$A_{10,0} = -H_Z\,\frac{a}{h} = -3{,}6\,\frac{0{,}92}{2{,}90} = -1{,}1421\,t$$

Moment równa się

$$M = -H\,\frac{a \,.\, b}{h} = -3{,}6\,\frac{1{,}98 \,.\, 0{,}92}{2{,}90} =$$

$$= -\,2{,}2613\ tm \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

otrzymujemy więc

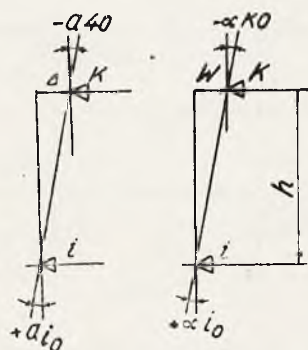
$$a_{90} = M\,(h + b)\,\frac{J}{J_d} =$$

$$= -\,2{,}2613 \,.\, 4{,}88 \,.\, 0{,}9295 = -\,10{,}2573\ m$$

$$a_{10,0} = M\,(h + a)\,\frac{J}{J_d} =$$

$$= -\,2{,}2613 \,.\, 3{,}82 \,.\, 0{,}9295 = -\,8{,}0292\ m$$

Co do znaków momentów i sił należy zaznaczyć, że momenty (jak zwykle) uważane



Rys. 10

są za dodatnie, jeżeli ściskaniu podlega górna część belki a rozciąganiu dolna. Dla słupów momenty przyjmujemy jako dodatnie, jeżeli warstwy ściskane są po lewej stronie, a rozciągane po prawej. Siły ścinające uważane są jako dodatnie jeżeli działając na lewą odciętą część belki popychałyby tę część w górę, dla słupów (belek pionowych) są siły ścinające uważane za dodatnie, gdy dolna odcięta część słupa byłaby przez nie popychana na lewo.

Dalszą przyczyną odkształcenia jest, że węzły szkieletu są wskutek działania sił nawzajem poprzesuwane. Podpora k według (rys. 10) jest dajmy na to przesuwana na prawo w odniesieniu do podpory i o wielkość W. To powoduje powstanie dodatkowego kąta obrotu przy podporze i i ujem-

nego kąta obrotu przy podporze k o wartościach:

$$\alpha_{10} = \frac{W}{h} \; ; \; \alpha_{ko} = -\frac{W}{h}$$

Ponieważ rachuje się $6\,JE$ krotną wartością kąta, przeto oznaczywszy $\Delta = 6\,JE$-krotnej wartości przesunięcia podpory k w odniesieniu do podpory i, mamy

$$a_{10} = \frac{\Delta}{h} \; ; \; a_{ko} = -\frac{\Delta}{h} \quad . \; . \quad (14)$$

Wartość np. $\Delta = 100\ t\ m^3$ (przyjęta dowolnie), odpowiadałaby przesunięciu

$$W = \frac{\Delta}{6JE} = \frac{100 \,.\, 1000 \,.\, 100^3}{6 \,.\, 16060 \,.\, 2{,}1 \,.\, 10^6} = 0{,}49418\ cm \quad (15)$$

Ponieważ wysokość oddzielnych pięter według rys. 3 jest różna, więc wartości odpowiadające wielkości a wywołane takiem przesunięciem będą:

Dla piętra (kondygnacji) 0 — 1

$$a_{00} = \Delta : h_{01} = 100 : 2{,}400 = 41{,}6667\ m$$

dla piętra 1 — 2

$$a^l_{10} = \Delta : h_{12} = 100 : 2{,}900 = 34{,}4828\ m$$

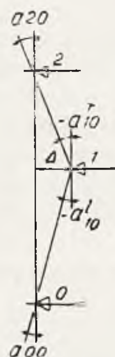
dla piętra 2 — 3 (16)

$$a^r_{20} = \Delta : h_{23} = 100 : 2{,}735 = 36{,}5631\ m$$

dla słupa e

$$a''_{00} = \Delta : h_{02} = 100 : 5{,}300 = 18{,}8679\ m$$

Przy przesunięciu zozpory (poprzecznej belki) i — 6 — 9 o tę samą wartość Δ na prawo znajdujemy, że linja ugięcia przy podporze i według (rys. 11) podlega dwum wpły-



Rys. 11

wom. Piętro 0 — 1 daje lewy udział — a^l_{10} dla podpory 1, podczas gdy piętro 1 — 2 daje prawy udział — a^r_{10} dla podpory i tak, że razem wzięte

$$a_{10} = a^l_{10} + a^r_{10} = -41{,}6667 + (-34{,}4828) = $$
$$= -76{,}1495\ m \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (17)$$

Analogicznie dla wartości $\Delta = 100\ tm^3$ rozpory 2 jest:

$$a_{20} = a^l_{20} + a^r_{20} = -34{,}4828 + (-36{,}5631) =$$
$$= -71{,}0459\ m \quad . \; . \; . \; . \quad (17a)$$

(D. c. n.).

Prof. Dr. M. T. HUBER.

RACJONALNE OBLICZENIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE ŚRUB ŁĄCZĄCYCH OBIE CZĘŚCI KOTŁA LOKOMOBILOWEGO.

Pobudką do rozważań niniejszych, były wątpliwości z jakiemi zwierzył mi się niedawno jeden z moich dawnych uczniów, mający do czynienia z obliczeniem (czy też sprawdzaniem) kotłów lokomobilowych. Kotły takie, jak wiadomo, dają się rozbierać na dwie części połączone ze sobą śrubami. Jedną stanowi, jak widać na schematycznym rysunku 1 walczak ze ścianą tylną (dnem tylnem) opatrzoną dużym otworem. Brzeg tego otworu jest podziurawiony w celu połączenia go śrubami B z tylną ścianą sitową drugiej części. Druga część kotła jest utworzona ze ściany przedniej (dna przedniego), płomienicy i dwu ścian sitowych połączonych licznemi płomieniówkami. Brzeg ściany przedniej jest również opatrzony otworami na śruby A łączące go z walczakiem. Przyjąwszy teraz grubość d_0 rdzenia jednakową dla wszystkich śrub łączących, zapytujemy jaka ma być ilość śrub A i B przy równym stopniu bezpieczeństwa obu szwów A i B. O dokładnem obli-

czeniu z uwzględnieniem zginania tych śrub nie może być oczywiście mowy, musimy więc poprzestać na obliczeniu samych tylko sił rozciągających. Ale i to obliczenie w stadjum odkształceń sprężystych byłoby ogromnie skomplikowane. Na szczęście jest ono praktycznie zbędne, albowiem obliczenie racjonalne winno się odnosić do obciążenia niebezpiecznego (niszczącego), które n-krotnie przewyższa obliczenie użytkowe przyczem n oznacza „pewność". Przy takiem zaś obciążeniu wystąpiłyby odkształcenia *plastyczne* we wszystkich głównych częściach kotła jedno-



Rys. 1

cześnie. Poprowadziwszy w myśli przekrój poprzeczny przez walczak i płomieniówki otrzymujemy zatem, że wypadkowa W z napięć podłużnych rozkłada się na przekrój poprzeczny walczaka F_w i łączny przekrój poprzeczny płomieniówek F_p w stosunku wielkości tych przekrojów. To odpowiada oczywiście najprostszemu przyjęciu, że granica plastyczności materjału walczaka jest równa granicy plastyczności materjału płomieniówek. Takie przyjęcie nie odpowiada wogóle ściśle rzeczywistości, albowiem po pierwsze granice plastyczności obu tych części mogą być różne już przy tej samej temperaturze badania wytrzymałościowego, powtóre zaś zajdą nowe różnice wskutek nierównych temperatur walczaka i płomieniówek. Ale o uchwyceniu tych okoliczności rachunkiem trudno narazie myśleć, wobec czego poprzestaniemy na powyższem najprostszem przyjęciu. Wynika zeń, że całkowita siła podłużna w przekroju walczaka ma wartość:

$$W_w = W \cdot \frac{F_w}{F_w + F_p}$$

zaś takaż siła rozciągająca wszystkie płomieniówki:

$$W_p = W \cdot \frac{F_p}{F_w + F_p}$$

Obliczmy teraz siłę W przy danem (względnem) ciśnieniu użytkowem w kotle p kg/cm^2. Przy oznaczeniach:

D_1 — średnica zewnętrzna walczaka w cm.
s_1 — grubość blachy walczaka w cm.
$D_1 - s_1 = D_0$ średnica wewnętrzna walczaka w cm.
i_2 — ilość płomieniówek.
d_2 — średnica zewnętrzna płomieniówek w cm.,

mamy widocznie:

$$W = n\,p \cdot \left(D_0^2 \frac{\pi}{4} - i_2\, d_2^2 \frac{\pi}{4}\right)$$

Stąd wynika, że do obliczenia ilości i śrub A przy naprężeniu dopuszczalnem k należy zastosować równanie:

$$i \cdot d_0^2 \frac{\pi}{4} \cdot k = p\,(D_0^2 - i_2\, d_2^2) \frac{\pi}{4} \cdot \frac{F_w}{F_w + F_p},$$

A zatem:

$$i = \frac{p}{k\,d_0^2} \cdot \frac{F_w}{F_w + F_p} (D_0^2 - i_2\, d_2^2) \quad . \quad . \quad \text{I}$$

Biorąc ściśle jest ten wzór ważny przy uszczelnieniu działającem już na kole o średnicy D_0. Zwykle bywa pierścień szczeliwa nieco większy i ma średnicę wewnętrzną D. Wtedy wypada wzór I napisać w postaci:

$$i = \frac{p}{k\,d_0^2} \cdot \frac{F_w}{F_w + F_p} (D^2 - i_2\, d_2^2) \quad . \quad . \quad \text{Ia}$$

Praktykowane niekiedy wprowadzenie do analogicznego obliczenia wartości D jako średnicy mierzonej od środka przekroju szczeliwa „na korzyść pewności" nie ma racji bytu. Przy należytem bowiem wykonaniu szczeliwo nie sterczy ze szpary na nie przeznaczonej między dnem, a kołnierzem łączącym.

Siła wypadkowa działająca na śruby B jest różnicą siły W_p i naporu ciśnienia p na tylną ścianę sitową odpowiadającego średnicy zewnętrznej D_3 pierścienia uszczelniającego w B. Siła ta równa się zatem:

$$W_p = n\,p \left(D_3^2 \frac{\pi}{4} - i_2\, d_2^2 \frac{\pi}{4}\right)$$

Do obliczenia ilości i_1, śrub B mamy przeto równanie:

$$\frac{F_p}{F_w + F_p} \cdot n\,p\,(D_0^2 - i_2\, d_2^2) \frac{\pi}{4} - n\,p(D_3^2 - i_2 d_2^2) \frac{\pi}{4} = i_1\, n\, k\, d_0^2 \frac{\pi}{4}$$

czyli:

$$i_1 = \frac{p}{k\,d_0^2} \left| \frac{F_p}{F_w + F_p} (D_0^2 - i_2\, d_2^2) - (D_3^2 - i_2 d_2^2) \right| \quad . \quad \text{II}$$

Dodawszy obustronnie równania Ia i II otrzymamy wzór:

$$i + i_1 = \frac{p}{k\,d_0^2} \left(\frac{D^2 F_w + D_0^2 F_p}{F_w + F_p} - D_3^2 \right) \quad . \quad . \text{IIa}$$

wygodniejszy w rachunku liczbowym od wzoru II. Skoro w szczególnym przypadku staje się $D = D_0$, to wzór IIa upraszcza się do postaci:

$$i + i_1 = \frac{p}{k\,d_0^2} (D^2 - D_3^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{IIb}$$

Przy obliczeniu praktycznem wypada widocznie rozpocząć od wzoru IIa lub IIb, a następnie przejść do wzoru Ia lub I.

Inż. T. SZENIC.

WYBUCH KOTŁA W ŁAŹNI RYTUALNEJ W RADOMSKU

Dnia 24 marca 1932 r. o godz. 6-ej wieczorem nastąpił wybuch niezarejestrowanego w Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów kotła w łaźni rytualnej gminy żydowskiej w Radomsku.

Kocioł powyższy, jednowalczakowy, składał się z walczaka ⌀ 930 *mm*, długości 2000 *mm* i był zbudowany jakoby przed 3-ma laty przez miejscowego kotlarza Freiberga. Walczak składał się z 4 blach grubości 5 *mm*, przyczem dwie blachy dolne szły przez całą długość kotła, górna zaś część kotła składała się z dwóch blach, łączonych poprzecznie zapomocą zewnętrznej nakładki. Podłużne nitowanie blach walczaka stanowiły: dwa szwy narzutkowe jednorzędowe, trzeci zaś przy pomocy zewnętrznej nakładki. Wszystkie nitowania walczaka mają podziałkę $t=30$ *mm* i nity $^3/_8$".



Rys. 1

Denka walczaka, płaskie, wywinięte pod prostym kątem, były wykonane z blach 5 *mm*. Na tylnej części kotła był zbiornik pary o średnicy 490 *mm*, wysokości 335 *mm* z blachy grubości 5 *mm*, nitowany podłużnie jednorzędowo w narzutkę. Do zbiornika pary była przynitowana kątówka 45×45×6 *mm*, do której zapomocą 34 śrub $^3/_8$" była przykręcona pokrywa z blachy 5 *mm* sporządzona z dwóch znitowanych kawałków: okrągłego pierścienia i środkowej części.

W pokrywie był króciec zasilający z rurą $^3/_4$", sięgającą do dna walczaka i króciec parowy 1".

Pojemność wodna kotła wynosi około 1000 litrów.

Sądząc z wymiarów, kocioł był zrobiony z blach handlowych 1000 × 2000 × 5 *mm*; dokładniejszych danych o budowie kotła nie udało się zebrać, ponieważ jego wytwórca wyemigrował do Palestyny.

Kocioł posiadał manometr i dwa kurki próbne: dolny umieszczony 230 *mm* a górny 550 *mm* od dołu walczaka.

Szkła wodowskazowego, ani zaworu bezpieczeństwa kocioł nie posiadał; zasilano go z kadzi leżącej około $2^1/_2$ *m* powyżej kotła w ten sposób, że nalewano wody aż do wysokości górnego kurka próbnego, poczem zasilanie zamykano.

Podczas badania stwierdzono, że kocioł pracował pod ciśnieniem do 2 *atn*; pod kotłem palił sam dzierżawca łaźni, który na parę minut przed wybuchem opuścił kotłownię i twierdzi, że ciśnienie w kotle, w chwili, gdy wychodził z kotłowni, było niecałe 1 *atn*.

Z obliczenia wynika, że dopuszczalne ciśnienie dla walczaka wynosiło około 2,7 *atn*, natomiast dla denek tej konstrukcji i grubości, dopuszczalne ciśnienie leżało poniżej 0,3 *atn*.

Jakie ciśnienie w kotle było podczas wybuchu trudno ustalić, gdyż oprócz słów palacza, którym wierzyć trudno, nie było żadnych danych do wyciągania wniosków (manometr znaleziono rozbity i zepsuty), lecz sądząc z obliczenia, ciśnienie to nie potrzebowało być dużym, gdyż we wzorze dla obliczenia płaskich denek (wzór 12 przepisów kotłowych z dn. 8/XI.1930 *D. U. R. P.* Nr. 91 z dnia 23/XII.1930 r.) jest uwzgjędniony współczynnik bezpieczeństwa 4, zatem rozrywające ciśnienie dla denek wypada poniżej 1,2 *atn*.

Przyczyną więc wybuchu była wadliwa konstrukcja denek przy niedostatecznej ich grubości. Pozatem denko było osłabione wyżarciami. W jednym miejscu denka znaleziono łatę na śruby, nałożoną obustronnie na przeżartem na wylot miejscu denka. Możliwem też jest osłabienie wyoblenia denek wskutek ewentualnego podcinania dla łatwiejszego zginania lub też naderwań, powstałych przy pracy, gdyż bezwzględnie ostre wyoblenie denek bez usztywnień sprzyjało powstawaniu tych uszkodzeń.

Wyżej zaznaczone motywy mogły spowodować, że nawet ciśnienie około 1 *atn*, które podaje dzierżawca łaźni, mogło spowodować rozerwanie uszkodzonego denka.

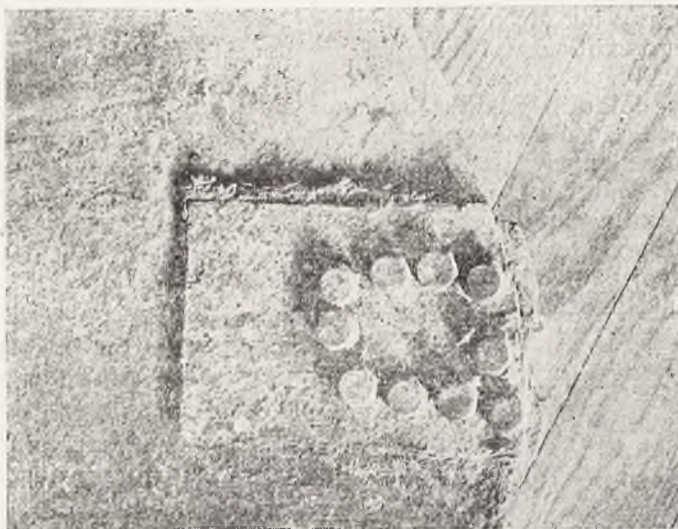
Siła wybuchu spowodowała wyrwanie tylnego denka, następnie kocioł wyleciał naprzód, rozwalił przednią ścianę kotłowni, przeleciał koło 10 *m* i upadł na podwórze łaźni, przyczem uderzenie o ścianę kotłowni było tak silne, że brzegi walczaka, który pozostał cały, zprzodu zagięły się, przednie denko wygięło się do środka walczaka i w paru miejscach pękło na obłuczynie, co do pewnego

stopnia potwierdza przypuszczenie małej ciągliwości materjału; użytego do budowy kotła i wadliwego wykonania wyobleń denek.

Wybuch kotła zburzył całą kotłownię, z której pozostała tylko silnie zarysowana jedna boczna ściana; ściana przylegającego do kotłowni budynku łaźni też jest zarysowana a blaszany dach na niej jest częściowo zerwany i zagięty, parę krokwi dachowych, z grubych belek złamanych.

i niedostatecznej grubości, jakoteż wskutek wadliwej konstrukcji denek i łączenia blach walczaka zapomocą jednostronnej nakładki nie byłby dopuszczony do pracy.

Wobec tego, że wybuchy kotłów w łaźniach rytualnych zdarzają się coraz częściej (Nowogródek, Horodenka, Radomsko), gdyż w tych instytucjach często rozmyślnie ukrywa się kotły, podlegające dozorowi, a przy kotłach zgłoszonych pod dozór Stowarzyszenia toleruje się niedbalstwo i lekceważenie, należałoby celem uniknięcia tego rodzaju wypadków na przyszłość, wydać jakieś specjalne zarządzenia.



Rys. 2

Kawałki cegły, walącej się kotłowni, podziurawiły dach mieszkalnego budynku w sąsiednim podwórzu i zawaliły to podwórze gruzami. Detonacje powietrzne wybiły parę szyb w przyległych do łaźni ulicach. Jedną z łat dachu kotłowni znaleziono na trzecim podwórzu.

Szczęśliwemu zbiegowi okoliczności należy zawdzięczać, że wskutek wybuchu nie ucierpieli ludzie; łaźnia była nieczynną i palono do kąpieli na następny dzień; nie było też nikogo na zwykle ludnem podwórzu, przyległym do kotłowni, wóz zaś bez koni, który stał na tem podwórzu został połamany.

Wypadkowo tylko przez podwórze łaźni w chwili wybuchu biegł chłopiec, który został lekko potrącony kawałkiem cegły w głowę i ramię.

Oczywiście kocioł pracujący na ciśnienie powyżej $^1/_2$ *atn* w myśl rozporzędzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8 XI 1921 r., winien był być zgłoszony do dozoru w Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów; chociaż kocioł ten, jako zbudowany z nieodpowiednich blach



Rys. 3

Załączone fotografje ilustrują sam wypadek.

KRONIKA TECHNICZNA

Inż. Ig. Gruszczyński.

Kocioł typu holenderskiego.

W № 3 r. ub. miesięcznika *„Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen“* — stron. 71/72 — znajdujemy streszczenie odczytu, wygłoszonego dnia 8. 12. 1931 r. w Towarzystwie Niemieckich Inżynierów Ogrzewników w Halle przez inż.-dypl. W. Elliesen, o stosowaniu w dużych instalacjach ogrzewalnych kotłów nowego typu „holenderskiego“ (der Hollandkessel).

Przed wojną w instalacjach ogrzewalnych dla osiedli i bloków mieszkalnych stosowano kotły żeliwne (wieloczłonowe), jak Strebel'a i t. p., które całkowicie odpowiadały swemu zadaniu. Kotły te były budowane o powierzchniach ogrzewalnych do 50 *mtr. kw.*, obsługa ich jest prosta, a koszty zakładowe instalacji w porównaniu do kotłów parowych zwykłych były niższe skutecznie więc z niemi konkurowały. W instalacjach o powierzchni ogrzewalnej, przekraczającej wskazaną wyżej granicę, zagadnienie to przedstawia się inaczej. Instalacja taka musi składać się z zespołu (2—3 i więcej) kotłów żeliwnych, zajmujących w kotłowni dużo miejsca. Koszty zakładowe takiego zespołu, przeliczone na metr kwadratowy powierzchni ogrzewalnej, wypadają w porównaniu do zwykłych kotłów parowych wyższe ze względu na dużą ilość kotłów (palenisk), wymagających więcej osprzętu i rurociągów, części zapasowych i t. p., obsługa zaś ich bynajmniej nie jest tańsza.

Wymienione argumenty gospodarcze przemawiają w takich wypadkach na korzyść zwykłego kotła parowego, stosowanego obecnie w dużych instalacjach ogrzewalnych w postaci kotłów płomienicowych. Jednak i takie rozwiązanie pociąga za sobą duże koszty zakładowe wobec konieczności stosowania obmurza dla kotła, a więc większych wymiarów kotłowni; opalanie nawet taniemi gatunkami węgla nie pokryje tej różnicy kosztów—w sensie kalkulacyjnym.

Istniała więc potrzeba opracowania takiej konstrukcji kotła dla celów ogrzewalnych, którąby obok niskiej ceny samego kotła umożliwiała łatwy montaż oraz w eksploatacji kalkulowała się korzystnie dzięki stosowaniu najtańszych gatunków paliwa.

Kocioł typu holenderskiego (Der Hollandkessel) odpowiada tym założeniom. Jest on budowany o powierzchni ogrzewalnej od 10 do 150 *mtr. kw.* dla ogrzewań wodnych lub parowych o niskiej prężności, dochodzącej nawet do 16 *atn.* Sprawność tych kotłów dochodzi do 89% bez podgrzewacza wody, a wydajność ciepła w zależności od rodzaju paliwa wynosi od 12000 do 18000 *kcal.* na metr kwadr. i godzinę. Przy opalaniu brykietami z węgla brunatnego w jednej z instalacyj w Aachen osiągnięto stałą sprawność około 83% (patrz Tabela I).

TABELA I.

Wyniki prób (w przeciętnych wartościach).

Próba	I	II	III	IV
	data 18. 12. 1930			data 19. 12 1930
Czas trwania próby *min*	470	285	285	362
Obciążenie pow. ogrz. $kcal/m^2h$	14115	17930	10880	14850
Paliwo — węgiel śląski, zawartość lotnych części . . . %	33	33	33	33
Temperatura gazów przed zasuwą kominową . . . . . °C	239	270,5	235,5	225
Zawartość CO_2 w gazach przed zasuwą kominową . . %	13,5	15,6	13,4	13,6
Ciąg . . *mm* sł. w.	—12,3	—13,1	— 11,5	— 11,9
Ciąg nad rusztem „ „	— 1,7	— 0,8	— 3	— 2
Ciśn. pow. w I przew.	+46,5	+37,6	+ 58,4	+ 39,5
Temperatura pow. °C	18,5	19,0	19,0	17,4
Komin	Spalanie bez dymu			
Bilans.				
Sprawność . . . . %	86,0	85,0	88,5	89,0
Strata w spalinach . %	10,5	10,65	10,5	9,8
Straty:				
przez promieniowanie i przewodnictwo . %	0,3	0,25	0,35	0,3
w niespalonych gazach (CO) . . . . %	2,5	3,40	—	0,3
w szlace . . . . %	0,2	0,2	0,15	0,2
w lotnych częściach i sadzy . . . . . %	0,5	0,5	0,5	0,4
	100,0	100,0	100,0	100,0

Uwagi ogólne.

Warunki dobrego spalania brykietów z węgla kamiennego w omawianym typie były w szerokim zakresie uwzględnione. Brykiety te zawierają dużo gazów, a w niekorzystnych warunkach spalania wywiązuje się dużo sadzy; prąd gazów porywa lotne części popiołu, co powoduje osadzanie się warstw na płomieniówkach, ich twardnienie wobec wysokich tempe-

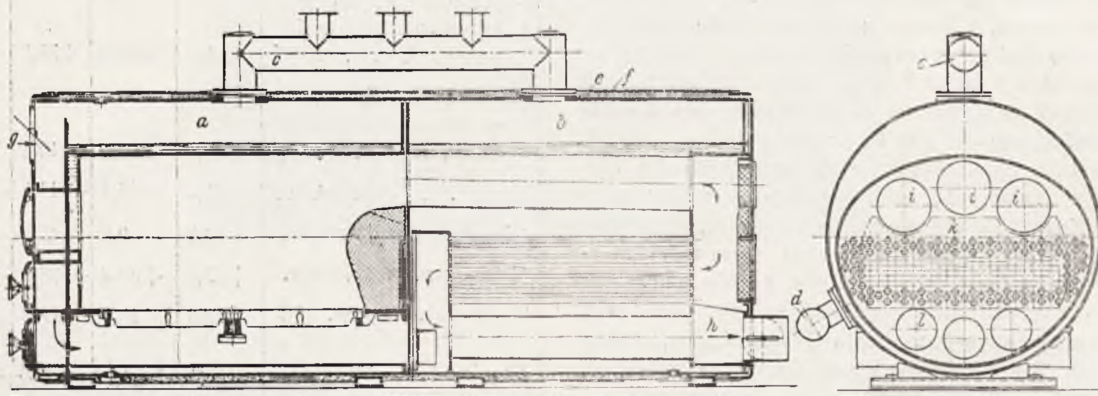
ratur, i w rezultacie zmniejszenie wydajności kotła wskutek zmniejszania się prześwitów rurek. Na podstawie więc studjów opracowano następujące wytyczne dla konstrukcji kotła:

1. Komora paleniskowa musi odpowiadać warunkom dobrego spalania gazów, a więc uwzględniać małą szybkość gazów.

2. Palące się jeszcze gazy nie powinny podlegać zbyt silnemu ochładzaniu, gdyż płomień gaśnie

3. Obciążenie rusztu powinno być małe, by uniknąć tworzenia się lotnych cząstek popiołu.

Kocioł ten nie wymaga żadnego obmurza; wysyłka odbywa się w stanie gotowym do pracy, a ustawia się go na uprzednio przygotowanym fundamencie. Zmniejsza to koszty montażu. Kocioł posiada płaszcz z blachy stalowej, spoczywający na warstwie izolacyjnej z azbestu. Straty na promieniowanie i przewodnictwo wynoszą zaledwie od 0,25 do 0,50 % ciepła, zawartego w paliwie. W kotłach tych stosuje się wite spalanie. Z komorą paleniskową o płaskich ścianach łączą się rury w 3 kondygnacjach (ciągach). Górna kondygnacja składa się z małej ilości rur, lecz o dużych przekrojach, aby gazy przy stosowaniu węgla o długim płomieniu mogły się całkowicie spalić. Drugą kondygnację stanowią płomieniówki o małych przekrojach dla ułatwienia energicznej wymiany ciepła. W trzeciej kondygnacji spaliny osiągają znaczną szybkość. Celem ułatwienia oczyszczania stosuje się w tej kondygnacji rury o większych przekrojach. Dzięki odpowiednim drzwiczkom i pokrywom osiąga się łatwość oczyszczania kotła nawet w ruchu. Dopływ powietrza pod ruszty reguluje się zapomocą tarczy obrotowej z przeciwwagą, umieszczonej w przedniej ścianie kotła; powietrze nagrzewa się, przechodząc przez przednią część komory paleniskowej. Kotły te są budowane również dla prężności do 16 *atm* i temperatury przegrzania pary 330°C. I w tych wypadkach nie stosuje się obmurza. Produkcja pary średnio wynosi 27 *kg* na metr kwadratowy i godzinę przy sprawności



Rys. 1

przeważnie ruszty płaskie, często z samoczynnem podawaniem drobnego węgla lub brykietów; w ostatnich czasach zastosowano ruszty ruchome o napędzie mechanicznym, co wpłynęło znakomicie na zwiększenie produkcji pary. Spotyka się również paleniska na olej gazowy i gaz.

Szczegóły konstrukcyjne.

Kotły te buduje się jako pojedyncze lub bliźniacze. Płomienice zwykle są możliwie krótkie, by otrzymać małą ich wydłużalność oraz zapobiec naprężeniom pod wpływem ciepła. Kotły dla niskich prężności są budowane metodą spawania, dla wysokich nitowane, przyczem płaskie dna są usztywniane rozpórkami.

Komory paleniskowe mają średnice do 1,8 *m*. Rysunek 1 ilustruje opisywany tutaj typ kotła dla wodnego i parowego ogrzewania w wykonaniu bliźniaczem. Zespół taki składa się z dwóch, niezależnych od siebie, kotłów, połączonych w częściach swych parowej i wodnej przewodami. Ułatwia to wysyłkę i montaż.

Gazy przechodzą drogę dostatecznie długą, dzięki czemu wobec małej szybkości otrzymujemy całkowite spalanie.

80% włącznie z przegrzewaczem pary, lecz bez podgrzewacza wody.

Kocioł bliźniaczy typu holenderskiego dla wodnego i parowego ogrzewania w wykonaniu fabryki „Vereinigte Kesselwerke A. G., Düsseldorf".

Objaśnienie znaków:

a — przednia część kotła z paleniskiem,
b — tylna „ „ z płomienicami i płomieniówkami,
c — przewód łączący parowe przestrzenie kotłów
d — „ „ wodne „ „
e — płaszcz stalowy,
f — warstwa izolacyjna,
g — wejście powietrza do paleniska,
h — wyjście spalin,
i — płomienice o dużych przekrojach,
k — płomieniówki,
l — rury o dużych przekrojach dla spalin.

Kompresor bezkorbowy.

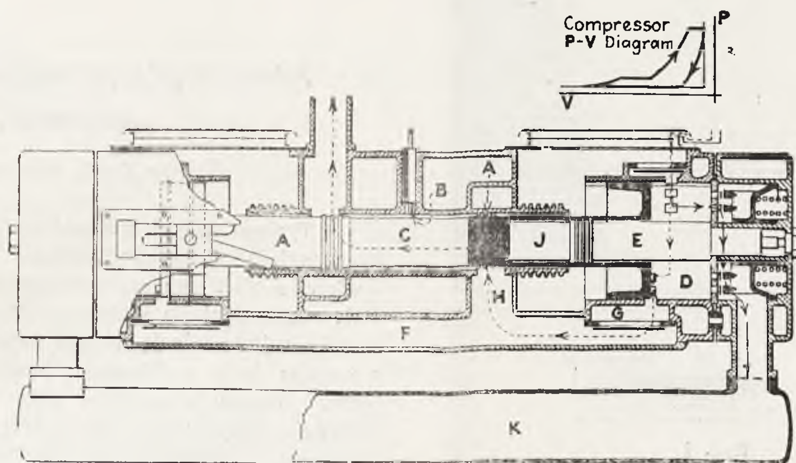
(Power Nr. 5 listopad 32).

Obecnie w Europie pracuje już nowy typ dieselkompresora o tłoku wolnym: bez korbowodów, korb, zaworów, świec zapalających i koła zamachowego. Wynalazcą jego jest markiz de Pescara, zamieszkały w Paryżu.

Według załączonego przekroju praca kompresora odbywa się jak następuje: dwa naprzeciw siebie znajdujące się tłoki ślizgają się w jedną i drugą stronę synchronicznie, co zapewniają im dźwignie, przynitowane w środku tłoków i połączone drągami z boków maszyny. Drągi te normalnie nie przenoszą siły, praca ich polega zaledwie na pochłanianiu małych i przypadkowych różnic nacisków tłokowych. Przy pomocy ich jest jednocześnie napędzana pompa paliwowa.

Tłoki działają jako tłoki silnika na powierzchniach wewnętrznych, jako tłoki kompresora na zewnętrznych. Całkowita moc jest wytwarzana w przestrzeni *C*. wg obiegu dwusuwu Diesel'a, paliwo jest wtryskiwane w *p. B*, do rozruchu służy sprężyna spiralna, nie pokazana na rysunku. Oba tłoki poruszają się wspólnie pod działaniem sprężyny. W odpowiedniej chwili następuje zapłon i tłoki zostają rozepchnięte, ten ruch powoduje sprężenie powietrza w pierścieniowej przestrzeni *D*.

W czasie początku sprężania część powietrza przechodzi przez płytkowy zawór *G*, oraz działa przepłukująco, przechodząc przez *H* do komory spalania *C* i dalej do wydmuchu. W dalszym ciągu skoku otwór przelotowy jest zamknięty i ciśnienie powietrza wzrasta, dostając się do recivera *K*, z którego przechodzi do celów użytkowania zewnętrznego.



Rys. 1

Sprężone powietrze zamknięte w przestrzeni *J* przez wtórny tłok stały *E* działa jako poduszka, celem zapewnienia powrotu tłoka *A*, bez względu na obciążenie tłoków kompresora. Wszystkie te czynności odbywają się oczywiście jednocześnie z obu końców maszyny, która jest symetryczna pod każdym względem za wyjątkiem umieszczenia otworów do przepłukania i wydmuchu.

Autor obsługiwał trzy takie maszyny w fabryce i uważa, że są to najprostsze z urządzeń silnikowych.

Powiększanie mocy w zainstalowanych sil. Diesel'a.

(Power Nr. 5 listopad 32).

Celowość i możliwość przeciążenia silników Diesel'a uważa się za całkowicie udowodnioną i przeprowadzoną. Zalety przeciążenia 4-suwu Diesel'a są znane, może ono wynieść 40 do 50% mocy normalnej bez narażenia maszyny na szkody z powodu przegrzania lub nieoszczędnego spalania paliwa.

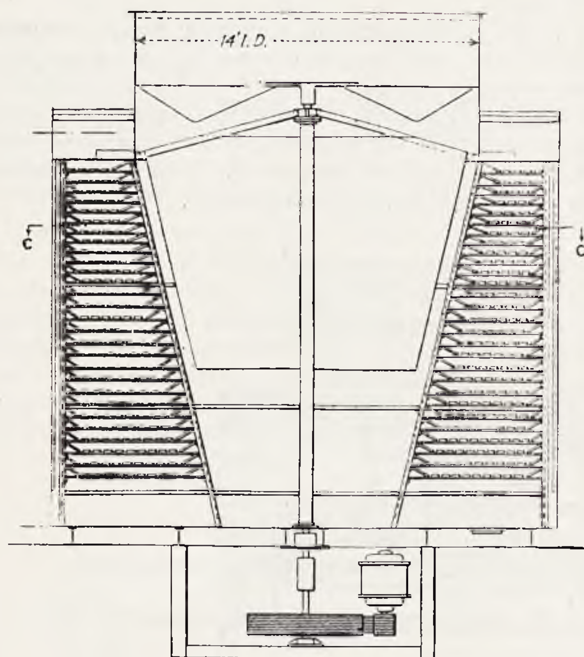
Większość urządzeń do przeciążania 4-suwu Diesel'a polega na ustawieniu turbo-kompresora na gazy wylotowe, oraz znajduje zastosowanie tam, gdzie użyte są duże silniki i warunki pracy zapewniają długotrwały bieg przy wybitnie stałem obciążeniu. Duża ilość przedsiębiorstw o napędzie Diesel'em posiada jednakże silniki do 500 *KM*, zainstalowane tam, gdzie warunki obciążenia są niezwykłe zmienne. Na tego rodzaju silnikach urządzenia do przeciążenia są rzadkie, wobec zbyt dużych ich kosztów oraz ponieważ ich charakterystyka nie odpowiada tak zmiennym obciążeniom. Autor rozpatruje trzy typy tych urządzeń oraz rozważa prowizoryczną kalkulację dla jednego z nich przy 1000 *KM*, przyczem stwierdza, że specjalnie nadają się tę urządzenia do celów żeglugi morskiej, oraz w górach, gdzie potrzebne jest uzyskanie mocy jak dla poziomu morza. Naogół zainstalowano dotychczas takich urządzeń stosunkowo niewiele.

Wieża chłodnicza nierozpryskująca.

(Power Nr. 4 październik 32).

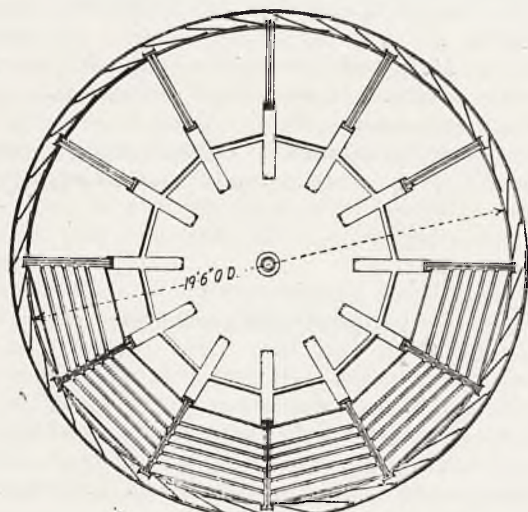
Przy rozbudowie instalacji energetycznej dziennika „Evening News" w Newarku do chłodzenia wody cyrkulacyjnej kondensatora turbiny ustawiono dwie wieże chłodnicze, na dachu budynku na wysokości 54,8 *m*, powyżej kondensatora.

Ponieważ instalacja ta mieści się w dzielnicy bardzo zabudowanej, przeto jakiekolwiek rozpryskiwanie wody byłoby niedopuszczalnem. Osiągnięto to przez specjalną konstrukcję wieży.



Rys. 1

Powietrze dopływa do wieży przez umieszczone na bocznej powierzchni powietrzniki, jest dalej wyciągane przez środek wieży wgórę i wyrzucane przez



Rys. 2

wentylator umieszczony na osi pionowej napędzany motorem u podstawy wieży. Powietrze wciągane do wnętrza tworzy wiry, dzięki którym osadza resztę kropli na rynnach i przegrodach.

Szybkość obrotów silnika jest regulowana oporami, przyczem przy 126 *obr/min* wentylator wyrzuca 5125 m^3 powietrza na min., przy maxim. szybk. 169 *obr/min* — 7217 m^3 powietrza i rozpylanie przy tej szybkości jest niewidoczne nawet w porze zimowej. Obliczona na 7570 litr/*min* wody chłodzącej, każda wieża wyzwala 63,000 *kal* na min. mogąc obecnie obsłużyć turbinę mocy 1400 *kW*.

Wymiary wież: 36,3 ton każda, ⌀ 6286 *mm*, wysokości 4885 *mm*. Pomijając teoretyczne odparowanie, straty na rozpylenie są prawie równe zeru. Próżnie kondensatorów (97% i więcej) utrzymują się bez przerwy w ciągu szczytowych obciążeń turbiny.

Fabryki kupują pył weglowy w workach papierowych.

(Power Nr. 5, listopad 32).

Tysiące małych zakładów przemysłowych w Ameryce spalają węgiel pod kotłami w sposób bardzo zły i wiele z nich powraca do palenia ropą. Automatic Pulverized Coal Co Richmond V*a*, opracowało prostej konstrukcji instalację na pył węglowy. Składa się ona z małego koła podawacza, wentylatora i zbiornika pyłu. Regulacja palenia odbywa się przy pomocy ciśnienia pary w kotle za pośrednictwem wyłącznika rtęciowego zamykającego podawacz wtedy, kiedy ciśnienie pary wzrośnie do swego maximum, oraz uruchamiającego, kiedy to ciśnienie spada. Powietrze przepływające przez palnik jest również sterowane wyłącznikiem rtęciowym. Urządzenie to podaje od 22,6 *kg* do 230 *kg* pyłu węglowego na godzinę.

Jedno z tych urządzeń zostało zainstalowane w pralni parowej w Richmond od listopada 1931 roku i pracuje pomyślnie bez przerw powodowanych uszkodzeniami mechanizmu do chwili obecnej. Instalacja kotłowa jest następująca:
Kocioł 37 m^2 płomieniówkowy, leżący, kombinowany. Motory 2—$^1/_4$ *KM* na podawacz i wentylat., komin 18 *m*, średnicy 457 *mm*, wyłączniki syst. General Electric.

W ciągu $11^1/_2$ - godzinnej próby, w czasie której spalono 250 *kg* węgla, osiągnięto ogólną sprawność 76,5%.

Pył z węgla bitumicznego przeciętnego z U. S. A. lub Kanady dostarcza Automatic Pulverized Coal Co. w papierowych workach.

Ile stosować wapna, fosfatu i sody.

(Power Nr. 6, grudzień 32).

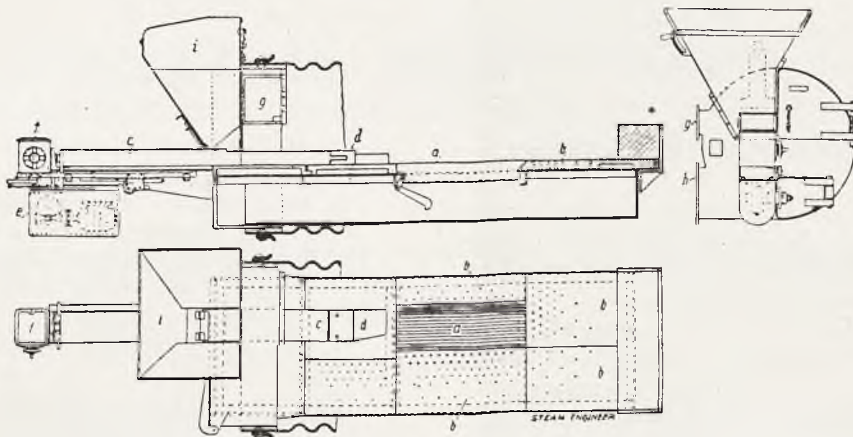
P. Wiliam, B. Ryan podaje dwa praktyczne sposoby obliczenia, ile należy użyć do wody zasilającej kotły wapna, sody i fosfatów, znając ogólną analizę twartości wody. Jednocześnie podaje w jakiej ilości winny być stosowane dwufosforan, oraz trójfosforan sodowy. Biorąc pod uwagę kotły o wysokiej wydajności, lub pracujące przy dużych obciążeniach pow.

ogrz. zaznacza, że tam, gdzie mogłaby się tworzyć zbyt wielka ilość osadu w kotle, winno być zastosowane ulepszanie wody na zewnątrz kotłów.

Palenisko podsuwowe dla małych kotłów.

(Mechanical Engineering listopad, 32).

Palenisko podsuwowe duńczyka Van der Does de Bye w zastosowaniu do małych kotłów. Podawacz napędzany motorem elektrycznym podaje paliwo początkowo na ruszt o dużym prześwicie, następnie rozsuwa dla dopalenia się na strony na t. zw. ruszt wtórny o małym prześwicie dla powietrza. Zastosowane jest wtórne powietrze ponad rusztem. Ruszt ten spala węgiel tłusty indyjski bez dymu. Szlakę należy usuwać z wtórnego rusztu ręcznie, co jednak nie zmniejsza dokładności spalania. Zawartość CO_2 przy węglach gazujących waha się od 14 — 16%.



Rys. 1

R. B.

Garnki kondensacyjne.

(„Brennstoff u. Wärmewirtschaft“ Nr. 8 r. 1932).

Badania profesorów Josse'go i Eberle'go „V. D. I“ 1908 r. wykazały, że przeciętne straty w parze przy stosowaniu pływakowych garnków kondensacyjnych w przeciętnych warunkach ruchu wynoszą 36% i więcej doprowadzanego do garnków kondensatu. O wiele większą oszczędnością w parze wykazały się kondensacyjne garnki labiryntowe [Z. d. Bayer. Rev. V. r. 1922 Nr. 23].

Sprawność garnków kondensacyjnych przyjęto określać jako stosunek $\frac{\text{kondensat}}{\text{kondensat} + \text{stracona para}} = \eta$

Badania Politechnik w Berlinie i Monachjum wykazały, iż dla zupełnie szczelnych i sprawnych garnków pływakowych przeciętna sprawność wynosi 85% dla labiryntowych 97%. Wahania ilościowe kondensatu oraz ciśnień garnki labiryntowe pokonywują w dużych granicach.

J. R.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK

„Wzorcowe metody ustalania kosztów własnych“.

Inż. B. Nawrockiego. Wyd. „Ligi Pracy“ Str. 64 Ryc. 5. Cena zł. 2. Skład Główny: Instytut Naukowej Organizacji.

Zagadnienie wzorcowych metod ustalania kosztów własnych, które było przedmiotem tematu ostatniego Międzynarodowego Kongresu Naukowej Organizacji doczekało się opracowania w języku polskim przez znawcę prawidłowej organizacji inż. B. Nawrockiego, który w przystępny i przejrzysty sposób zanalizował to zagadnienie na tle naszych warunków.

W dwunastu rozdziałach oświetla autor znaczenie wzorcowych metod ustalania kosztów własnych dla gospodarki narodowej i przychodzi do wniosku, iż sprawiedliwe porównanie istotnej rentowności poszczególnych komórek rodzimego przemysłu jest tylko wówczas możliwe, gdy wewnątrz danej gałęzi wytwórczości lub danego odcinka życia gospodarczego stosuje się jednolitą metodę ustalania kosztów i rentowności.

Sytuacja gospodarcza po okresie wojny światowej przybrała nowe oblicze z rażącym brakiem jednolitej linji wytycznej polityki gospodarczej, która weszła w niebezpieczne stadjum eksperymentów. W tym właśnie okresie zagadnienie wzorcowych metod ustalania kosztów własnych, pozwalających na ścisłe ustalenie rzeczywistej rentowności poszczególnych komórek gospodarczych jest aktualne. To też praca ta, pierwsza na ten temat w języku polskim, wzbudzić powinna szerokie zainteresowanie wśród sfer gospodarczych, gdyż zasługuje na to.

Z. A.

WIADOMOŚCI BIEŻĄCE

Wykłady elektrotechniczne dla inżynierów.

Oddział Warszawski Stowarzyszenia Elektryków Polskich organizuje w dniach od 6-go do 11-go lutego 1933 roku cykl wykładów z niektórych dziedzin elektrotechniki, na poziomie inżynierskim.

Wykłady odbywać się będą w gmachu fizycznym Politechniki Warszawskiej w godzinach wieczorowych (od 17-ej do 21-ej) na tematy następujące:

1) prof. M. Wolfke - Przewodnictwo elektronowe (2 godziny),

2) dr. J. Roliński — Najnowsze badania nad łukiem elektrycznym (2 godziny).

3) inż. J. Roman—Maszyny elektryczne (4 godz.)

4) inż. W. Kopczyński—Transformatory (4 godz.),

5) inż. A. J. Morawski — Zadania i warunki pracy elektrowni i sieci wobec nowoczesnych wymagań elektryfikacyjnych (8 godzin),

6) doc. J. Obrąpalski — Napęd elektryczny (4 godziny).

Bliższych informacyj udziela Stowarzyszenie Elektryków Polskich (Czackiego 3 m. 3, tel. 540-08), wysyłając na żądanie szczegółowy prospekt.

SPROSTOWANIE

W art. inż. K. Szawłowskiego p. t. „Wpływ stanu barometrycznego oraz temperatury powietrza na moc, oraz bilans cieplny silnika Diesel'a", ogłoszonym w Nr. 12 *Techniki Cieplnej* 1932 r. powinno być: w siódmym wierszu od góry str. 202 — „według pomiaru psychrometrem..."; w dwunastym wierszu od dołu str. 203 — „Psychrometrycznie obliczono *v* wilgoci...".

TREŚĆ: *R. W. Müller, inż.* Obliczenie żelaznego szkieletu obmurza kotła. — *M. T. Huber, Prof. Dr.* Racjonalne obliczenie wytrzymałości śrub, łączących obie części kotła lokomobilowego. — *T. Szenic, inż.* Wybuch kotła w łaźni rytualnej w Radomsku.—KRONIKA TECHNICZNA: *Ig. Gruszczyński, inż.* Kocioł typu holenderskiego. *R. B.* Kompresor bezkorbowy. Powiększenie mocy w zainstalowanych siln. Diesel'a. Wieża chłodnicza nierozpryskująca. Fabryki kupują pył węglowy w workach papierowych. Ile stosować wapna, fosfatu i sody. Palenisko podsuwowe dla małych kotłów. — *J. R.* Garnki kondensacyjne. — Przegląd książek. — Wiadomości bieżące. — Sprostowanie.

SOMMAIRE: *R. W. Müller, ing.* Calcul de la charpente métallique du massif d'une chaudière. — *M. T. Huber, prof. dr.* Calcul rationnel de la résistance des boulons d'ancrage, réunissant les deux parties d'une chaudière de locomobile. — *T. Szenic, ing.* Explosion d'une chaudière dans les bains de Radomsko. — CHRONIQUE TECHNIQUE: *I. Gruszczyński, ing.* Chaudière du type hollandais.—*R. B.* Compresseur sans manivelles. — Augmantation de la puissance des moteurs Diesel installés. Réfrigérant sans brassage. Des usines achètent le charbon pulverisé en sacs de papier. Combien ajouter à l'eau de la chaux et des phosphates.— *I. R.* Purgeurs. Nouveaux livres.—Errata.